



⑯ BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

⑯ **Offenlegungsschrift**  
⑯ **DE 197 20 255 A 1**

⑯ Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**F 16 H 1/46**

⑯ Anmelder:  
ZF Friedrichshafen AG, 88046 Friedrichshafen, DE

⑯ Erfinder:  
Schulz, Horst, 88045 Friedrichshafen, DE; Pescheck, Jürgen, 88090 Immenstaad, DE

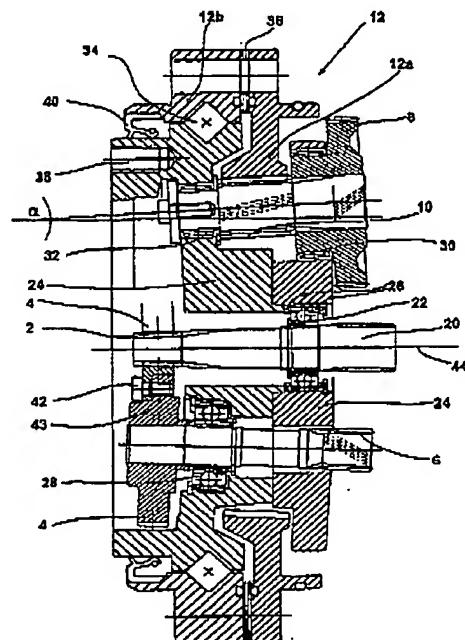
⑯ Entgegenhaltungen:  
DE-PS 3 85 431  
DE 43 25 295 A1  
DE 27 34 487 A1  
DE-GM 19 37 551  
GB 10 57 033  
WO 97 04 249

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑯ **Planetengetriebe**

⑯ Das erfindungsgemäße Planetengetriebe weist ein mit einer angetriebenen Zentralwelle (20) verbundenes Sonnenrad (2), ein Hohlrad (12), eine Gruppe von ersten Stufenplaneten (8, 10) und eine Gruppe von zweiten Stufenplaneten (4, 6) auf. Die großen Stufenräder (4) der zweiten Stufenplaneten stehen mit dem Sonnenrad (2) in Eingriff, die kleinen Stufenräder (6) der zweiten Stufenplaneten stehen gleichzeitig mit einem Paar von benachbarten großen Stufenräder (8) der ersten Stufenplaneten in Eingriff und alle kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten stehen mit dem Hohlrad (12) in Eingriff. Das Getriebe erlaubt hohe Übersetzungen bei kleiner Baugröße und geringer Massenträgheit und bietet hervorragende Eigenschaften in bezug auf Wirkungsgrad und Übertragungstreue.



## DE 197 20 255 A 1

1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Planetengetriebe mit einem mit einer angetriebenen Zentralwelle verbundenes Sonnenrad, einem Hohlrad, einer Gruppe von ersten Stufenplaneten, einer Gruppe von zweiten Stufenplaneten, wobei alle Stufenplaneten in einem gemeinsamen Planetenträger gelagert sind, die Anzahl der zweiten Stufenplaneten der halben Anzahl der ersten Stufenplaneten entspricht, die großen Stufenräder der zweiten Stufenplaneten mit dem Sonnenrad in Eingriff stehen, die kleinen Stufenräder der zweiten Stufenplaneten gleichzeitig mit einem Paar von benachbarten großen Stufenräder der ersten Stufenplaneten in Eingriff stehen und alle kleinen Stufenräder der ersten Stufenplaneten mit dem Hohlrad in Eingriff stehen.

Ein Planetengetriebe dieser Art ist in der nicht vorveröffentlichten internationalen Anmeldung PCT/EP97/00288 der Anmelderin beschrieben. Dieses Getriebe ist als sogenanntes Wolfrom-Getriebe ausgeführt, und eignet sich insbesondere sehr gut zur Darstellung von sehr hohen Gesamtübersetzungen bei einer guten Bauraumausnutzung. Ferner zeichnet es sich durch eine hohe Übertragungsqualität, hohen Wirkungsgrad und relativ geringe Massenträgheit sowie durch eine einfache Montage und geringe Fertigungskosten aus.

Aus der US 1499763 ist ein Wolfrom-Getriebe mit Stufenplaneten bekanntgeworden, bei dem die Hohlräder konisch ausgebildet sind und die Planetenachsen radial geneigt zur Getriebehauptachse verlaufen.

Wolfromgetriebe zeichnen sich vor allem durch hohe Übersetzungen bei einer sehr kompakten Bauform aus. Wolfromgetriebe weisen jedoch auch einige prinzipbedingte Nachteile auf. An den unter der hohen Momentenbelastung am Abtrieb stehenden Verzahnungen (Hohlräder und die mit den Hohlräder in Eingriff stehenden Planeten) treten hohe Drehzahlen und Relativgeschwindigkeiten auf. Dies führt zu hohen Blindleistungen, einem vermindernden Wirkungsgrad und unter bestimmten Betriebsbedingungen auch zu Problemen mit Vibrationen und Geräuschen. Der mit einer relativ hohen Drehgeschwindigkeit umlaufende Planetenträger trägt bei zu einem insgesamt großen Massenträgheitsmoment des Getriebes. Ein großes Massenträgheitsmoment erzeugt hohe Reaktionsmomente bei abrupten Drehgeschwindigkeitsänderungen.

Stirnradgetriebe weisen gegenüber Wolfromgetrieben zwar einen besseren Wirkungsgrad auf, erreichen jedoch nicht die hohe Bauraum- und Momentendichte von Planetengetrieben. Weitere Nachteile von Stirnradgetrieben gegenüber Planetengetrieben sind, daß diese nicht gut für eine koaxiale Anordnung von Antrieb und Abtrieb geeignet sind, und daß sich Teilungsfehler der Verzahnungen jedes Rads einer Räderreihe voll auf die Übertragungsqualität zwischen An- und Abtrieb auswirken.

Mit herkömmlichen einstufigen Planetengetrieben lassen sich sehr hohe Übersetzungen aufgrund von Problemen mit der Zahngéometrie bei den dafür notwendigen sehr kleinen Sonnenräder nur mit Einschränkungen realisieren.

Bekannte Planetengetriebe mit mehreren hintereinander geschalteten Planetenstufen weisen eine hohe Teilezahl, sowie einen großen axialen Bauraum auf.

Aufgabe der Erfindung ist, hohe Übersetzungen bei einer hohen Bauraum- und Momentendichte zu erreichen, die Übertragungsqualität und den Wirkungsgrad deutlich zu verbessern, und dabei die Massenträgheit und die Neigung zu Vibrationen zu verringern. Darüberhinaus soll das Getriebe günstig in der Herstellung sein und keinen hohen Montageaufwand erfordern.

Die Aufgabe wird durch ein Planetengetriebe nach einem

2

der unabhängigen Ansprüche 1 oder 2 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen und weitere Ausführungsformen der Erfindung sind durch die abhängigen Ansprüche gegeben.

Das Antriebsmoment wird vom Sonnenrad zunächst auf mehrere große Stufenräder der zweiten Stufenplaneten verteilt. Nach der Übertragung durch die zweiten Stufenplaneten wird das Moment von den kleinen Stufenräder der zweiten Stufenplaneten nochmals auf die doppelte Anzahl von Zahneingriffen mit den ersten Stufenplaneten verteilt.

10 Mit – entsprechend der jeweiligen Übersetzungsstufe – steigendem Moment steigt in vorteilhafter Weise die Anzahl von Zahneingriffen, auf die dieses Moment verteilt wird. Es wird eine sehr gleichmäßige Belastungsverteilung erzielt.

Die mit hohen Momenten belasteten Getriebeteile, welche aufgrund ihrer notwendigen Dimension einen hohen Anteil an der Gesamtgetriebemasse haben, laufen langsam um. Alle schnelllaufenden Getriebeteile sind keiner hohen Momentenbelastung ausgesetzt und sind daher entsprechend leicht gestaltet. Für das Getriebe ergibt sich daraus insgesamt ein sehr geringes Massenträgheitsmoment.

Niedrige Umgangsgeschwindigkeiten an den Verzahnungen ermöglichen den Einsatz von kompakten, schnelldrehenden Antriebsmotoren.

Die paarweise Anordnung der ersten Stufenplaneten führt darüberhinaus zu einer einfachen Anpassung an verschiedene zu übertragende Momente mit vielen Gliederteilen. Für höhere Momente wird einfach ein weiteres Paar von ersten Stufenplaneten mit einem weiteren zweiten Stufenplaneten auf dem Planetenträger angeordnet.

30 Ein erfindungsgemäßes Getriebe weist den Vorteil auf, daß es hohe Übersetzungen auf engem Bauraum bei geringen internen Wälzleistungen ermöglicht. Es weist dadurch einen hohen Wirkungsgrad auf. Anfahr- und sonstige Reibungsmomente bleiben klein. Außerdem wirken sich die geringen Wälzleistungen positiv auf das Geräuschverhalten, sowie die Konstanz des geringen Getriebespiels über die Lebensdauer aus.

Bei der Ausführungsform gemäß Anspruch 1 als Umlaufrädergetriebe wird bei im wesentlichen waagrechter Lage der Getriebehauptachse und einer teilweisen Ölbefüllung des Getriebes ferner der Vorteil erzielt, daß die Stufenplaneten bei der Drehung des Planetenträgers regelmäßig ins Öl getaucht werden. Sämtliche Verzahnungen und Planetenlager werden auf diese Weise optimal geschmiert.

45 Bei der alternativen Ausführungsform gemäß dem unabhängigen Anspruch 2 als Standgetriebe, weist das Getriebe eine um 1 höhere Gesamtübersetzung auf. Bei dieser Ausführungsform drehen Antriebs- und Abtriebswelle gleichsinnig.

50 Durch die erfindungsgemäße vorteilhafte Ausgestaltung gemäß Anspruch 3 ergeben sich weitgehend ausgewogene Verzahnungskräfte an den kleinen Stufenräder der zweiten Stufenplaneten, wodurch deren Lagerung leichter und einfacher wird. Der genaue Winkelwert für die Anordnung der zweiten Stufenplaneten kann in Abhängigkeit von den Montagebedingungen gewählt werden.

Durch ein konisch ausgeführtes Hohlrad wird in Kombination mit einer axialen Verstellbarkeit des Hohlrad gegenübers den ersten Stufenplaneten entlang der Getriebehauptachse eine sehr gute Einstellbarkeit des Verzahnungsspiels zwischen den kleinen Stufenräder der ersten Stufenplaneten und dem Hohlrad ermöglicht.

60 Mit einer Ausgestaltung gemäß Anspruch 5, wird der Vorteil erzielt, daß sich ein axiales Spiel der Lager der ersten Stufenplaneten nicht auf das Gesamtspiel des Getriebes auswirkt. Eine genaue Axialposition ist nicht erforderlich. So mit wird der Einstellaufwand reduziert und insgesamt ein geringeres Getriebespiel erzielt.

## DE 197 20 255 A'1

3

Eine weitere vorteilhafte Möglichkeit der Anpassung der kleinen Stufenräder an die Konizität des Hohlrades ist durch Anspruch 6 gegeben. In diesem Fall ist der Planetenträger einfacher zu fertigen, da keine geneigten Planetenachsen erforderlich sind.

Ein zylindrisches Hohlrad gemäß Anspruch 7 ist vorteilhaft einfach zu fertigen und muß bezüglich seiner axialen Position nicht justiert werden. So können die großen und teuren Einstellscheiben für das Hohlrad eingespart werden.

Mit dem in Anspruch 8 genannten weiteren Merkmal lässt sich das Verzahnungsspiel durch Einstellung der axialen Position der ersten Stufenplaneten entlang ihrer geneigten Drehachse einstellen. Die hierfür notwendigen kleinen Einstellscheiben, die axial zwischen Planetenlager und Planetenträger angeordnet sind, sind wesentlich kostengünstiger als die großen Einstellscheiben, welche für das Hohlrad benötigt werden.

Die Ausgestaltung der großen Stufenräder gemäß Anspruch 9 ermöglicht eine einfache Montage, wohingegen bei der Ausgestaltung nach Anspruch 10 eine Kompensation der Axialkraft mit dem Vorteil geringerer Lagerkräfte erzielt wird.

Die Anzahl aufwendig herstellbarer konischer Verzahnungen kann mittels der Ausgestaltung gemäß Anspruch 11 verkleinert werden.

Ein kinematisch exaktes Eingreifen der Verzahnungen der Stufenplaneten wird durch das in Anspruch 12 genannte Merkmal erreicht. Im Fall von zur Getriebehauptachse parallelen Achsen der Stufenplaneten liegt der gemeinsame Schnittpunkt im Unendlichen.

Die Vorteile einer Schrägverzahnung sind ein präziser geräuscharmer Lauf, sowie geringe Vibrationen.

Eine mindestens teilweise Kompensation der durch die Schrägverzahnung erzeugten Axialkräfte in den Stufenplaneten wird durch die in Anspruch 14 angegebenen Merkmale erzielt.

Eine nahezu vollständige Kompensation wird erreicht, wenn die Bedingung gemäß Anspruch 15 erfüllt ist. Insbesondere in Kombination mit zylindrischen Stufenräder wird eine Selbsteinstellung der axialen Position ermöglicht. In diesem Fall kann auf eine axiale Lagerung der betreffenden Stufenplaneten ganz verzichtet werden.

Die Ausgestaltung gemäß Anspruch 16 ermöglicht insbesondere mit der weiteren Ausgestaltung gemäß Anspruch 17 eine sehr hohe Bauraum- und Drehmomentendichte.

Durch die fliegende Lagerung gemäß den Ansprüchen 18 und 19 werden mehrere Vorteile erzielt. Ganz offensichtlich können dadurch die ansonsten notwendigen Lager (z. B. Wälzlager) und damit Bauraum, Kosten und Montageaufwand eingespart werden. Außerdem findet an den fliegend gelagerten Rädern bedingt durch den paarweisen Eingriff ein Ausgleich von auch bei Präzisionsgetrieben noch vorhandenen fertigungsbedingten Teilungsfehlern statt. Somit wirkt sich diese Ausgestaltung positiv auf die Übertragungstreue und das Vibrationsverhalten des Getriebes aus. Durch die normalerweise in geringem Maße stets vorhandene Winkelbeweglichkeit des axial beabstandeten Lagers findet darüberhinaus eine Selbstzentrierung in den Zahneingriffen und damit ein Belastungsausgleich zwischen den Zahneingriffen der Stufenplaneten statt. Die fliegende Lagerung der kleinen Stufenräder der zweiten Stufenplaneten wird erst durch die erfindungsgemäße paarweise Anordnung von jeweils zwei ersten Stufenplaneten ermöglicht.

Ein einziges Hauptlager gemäß Anspruch 20 ermöglicht eine kompakte Bauform sowie eine einfache Montage.

Durch eine Integration der Lageraufbauten in das Hohlrad und den Planetenträger wird deutlich Bauraum eingespart, so daß mehr Raum verfügbar ist, um bei räumlicher

4

Unterbringung aller Räder innerhalb eines engen Bauraums eine hohe Übersetzung zu realisieren.

Durch eine zweiteilige Ausführung des Hohlrads gemäß Anspruch 22 wird eine axiale Einstellbarkeit des Hohlrades gegenüber dem Planetenträger und eine getrennte Fertigung der Teile ermöglicht. Insbesondere die Erfordernisse an verschiedene Einhärtetiefen der Verzahnungen bzw. Lagerlaufbahnen können auf diese Weise vorteilhaft berücksichtigt werden.

10 Ein Kreuzrollenlager als Hauptlager gemäß Anspruch 23 weist den Vorteil einer hohen Belastbarkeit insbesondere gegenüber Kippmomenten bei gleichzeitig hoher Präzision auf.

Durch das in Anspruch 24 genannte Merkmal kann der Fertigungsaufwand von einander zugeordneten Verzahnungen verkleinert werden. Komplizierte Montagebedingungen müssen bei der Wahl der Zahnezahlen nicht beachtet werden. Außerdem wird die Zahl von einzustellenden Teilen minimiert.

15 20 Die Ausgestaltung gemäß Anspruch 25 weist den Vorteil einer geringen Teilezahl auf, wohingegen die Ausgestaltung gemäß Anspruch 26 eine Austauschbarkeit von einzelnen Teilen zuläßt, und nachträgliche Korrekturen der Stellungszuordnung ermöglicht. Sofern es nicht erforderlich ist, die relative Drehstellung der Stufenräder eines Stufenplaneten einzustellen, können die Stufenplaneten einstückig hergestellt werden. Aus fertigungstechnischen Gründen kann es jedoch vorteilhaft sein, die Stufenplaneten auch in diesem Fall aus mehreren Teilen zusammenzusetzen.

25 30 Die weitere Ausgestaltung gemäß Anspruch 27 gewährleistet, daß eine definierte Zuordnung von Durchgangsklöpfchen und Einschraubgewinden vorhanden ist.

Eine zweiteilige Ausgestaltung eines Stufenplaneten gemäß Anspruch 28 bietet Vorteile beim Herstellen einer bestimmten Stellungszuordnung der beiden Stufenräder eines Stufenplaneten. Die formschlüssige Verbindung ist vorteilhaft als Zahnwellenverbindung herstellbar, jedoch ist auch eine Keilwellenverbindung möglich. Eine spielfreie und axial unverschiebbliche Verbindung der Stufenräder läßt sich durch ein geringes Übermaß des verzahnten Wellenfortsatzes und thermisches Fügen oder unter Einsatz von Klebstoff herstellen.

35 40 45 Mit dem Merkmal gemäß Anspruch 29 wird insbesondere bei Stufenplaneten mit fester relativer Drehstellungszuordnung zwischen den Stufenräder die Montage vereinfacht. Bei der Montage der ersten Stufenplaneten braucht beispielsweise nicht darauf geachtet zu werden, welcher Zahl des kleinen Stufenrads in dem Hohlrad eingreift.

Durch eine hohle Zentralwelle gemäß Anspruch 30 wird ein zentraler Durchlaß ermöglicht, durch den beispielsweise ein Kabelstrang hindurchgeführt werden kann.

Eine gleichmäßige Belastung des Hohlrades läßt sich erzielen, wenn mehr als zwei Paare von ersten Stufenplaneten gleichzeitig mit dem Hohlrad in Eingriff sind. Durch Hinzufügen jeweils eines Paares von ersten Stufenplaneten und einem zweiten Stufenplaneten lassen sich höhere Belastungsanforderungen mit nur wenigen Änderungen (am Planetenträger) erfüllen.

Durch die Anordnung der Paare von ersten Stufenplaneten gemäß Anspruch 32 werden verschiedene Vorteile erreicht. In Kombination mit einem größeren Sonnenrad läßt sich so der zentrale Durchlaß wesentlich größer gestalten. Je nach Belastungsanforderungen ist es leicht möglich, weitere Paare von ersten Stufenplaneten mit zugeordneten zweiten Stufenplaneten am Innenumfang des Hohlrads zu verteilen.

50 55 60 65 Die Ausführungsform gemäß Anspruch 33 ermöglicht, den Antrieb exzentrisch anzurichten, und damit den zentralen Durchlaß freizuhalten. Die Stirnradstufe ermöglicht dar-

## DE 197 20 255 A 1

5

überhinaus eine Vorübersetzung, so daß auch bei der durch das größere Sonnenrad begrenzten Übersetzung des Umlaufgetriebes eine hohe Gesamtübersetzung erzielt werden kann.

Die Ausgestaltung gemäß Anspruch 34 mit einer Buchse, die mit dem Abstützglied oder dem Abtrieb drehfest verbunden sein kann, weist den Vorteil auf, daß im zentralen Durchlaß nicht die hohen Drehzahlen des Sonnenrads auftreten. Auf diese Weise werden Beschädigungen beispielsweise an durchgeführten Kabelsträngen vermieden.

Je kleiner ein Verzahnungsspiel eingestellt ist, desto besser ist auch die Übertragungstreue des Getriebes, umso größer ist jedoch die Gefahr des Verklemmens. Auch aufgrund von thermischen Verformungen und Verschleiß ist das Verzahnungsspiel nicht beliebig klein einstellbar. Die Ausgestaltung gemäß Anspruch 35 hat den Vorteil, daß das Verzahnungsspiel bei normalen Betriebsmomenten über die gesamte Lebensdauer des Getriebes immer Null ist, und ein Verklemmen dadurch verhindert wird, daß ein Stufenplanet eine axiale Ausweichbewegung ausführen kann, wenn sehr große Verzahnungskräfte auftreten, die beispielsweise durch einen Teilungsschler in der Verzahnung des Hohlradls hervorgerufen werden.

Die Federkraft wird zweckmäßigerweise so gewählt, daß sie in einem Teillastbereich die drehmomentproportional anwachsenden Axialverzahnungskräfte ausgleichen kann.

Die weitere Ausgestaltung gemäß Anspruch 36 ist sehr platzsparend. Die Verstelleinrichtung ermöglicht, den maximalen Federweg vorzugeben.

Im folgenden wird die Erfindung mit Bezug auf die beiliegenden Zeichnungen näher erläutert wobei

Fig. 1 eine Prinzipdarstellung der Räderanordnung eines erfindungsgemäßen Planetengetriebes,

Fig. 2 eine Schnittdarstellung einer Ausführungsform mit geneigten Stufenplanetennachsen eines erfindungsgemäßen Planetengetriebes,

Fig. 3 eine Stirnansicht der Ausführungsform gemäß Fig. 2,

Fig. 4 eine Schnittdarstellung einer weiteren Ausführungsform mit parallelen Stufenplanetennachsen,

Fig. 5 eine Schnittdarstellung einer Ausführungsform mit parallelen Stufenplanetennachsen und einer Podcranordnung zwischen zweiten Stufenplaneten und dem Planetenträger,

Fig. 6 eine vergrößerte Darstellung der Federanordnung zwischen den zweiten Stufenplaneten und dem Planetenträger,

Fig. 7 eine Prinzipdarstellung einer möglichen Anordnung von Hohlrad und ersten Stufenplaneten,

Fig. 8 eine Prinzipdarstellung einer weiteren möglichen Anordnung von Hohlrad und ersten Stufenplaneten,

Fig. 9 eine Prinzipdarstellung der Räderanordnung eines weiteren erfindungsgemäßen Planetengetriebes mit zwei Paaren von ersten Stufenplaneten,

Fig. 10 eine Prinzipdarstellung der Räderanordnung eines weiteren erfindungsgemäßen Planetengetriebes mit drei Paaren von ersten Stufenplaneten,

Fig. 11 eine Schnitt durch ein ausgeführtes erfindungsgemäßes Getriebe mit einer exzentrisch angeordneten Stirnradstufe und einem großen zentralen Durchlaß,

Fig. 12 eine Seitenansicht eines ersten Teils eines zweiteiligen Stufenplaneten und

Fig. 13 eine Stirnansicht eines ersten Teils eines zweiteiligen Stufenplaneten zeigen.

In den Figuren sind einander entsprechende Positionen mit gleichen Bezugszeichen versehen.

Die bezüglich der horizontalen und vertikalen Mittellinien symmetrische Prinzipdarstellung gemäß Fig. 1 zeigt das zentrale Sonnenrad 2, welches in einer Axialebene mit

6

mehreren großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten in Eingriff ist. In einer anderen Ebene stehen die kleinen Stufenräder 6 der zweiten Stufenplaneten gleichzeitig mit einem Paar von benachbarten großen Stufenräder 8 der ersten Stufenplaneten in Eingriff. In einer dritten Ebene stehen alle kleinen Stufenräder 10 der ersten Stufenplaneten mit dem Hohlrad 12 in Eingriff. Im Gegensatz zu herkömmlichen Planetengetrieben, bei denen Sonnenrad und Hohlrad den selben Modul aufweisen müssen, ist es bei dem Erfindungsgemäßen Getriebe möglich, den Modul für jede einzelne Übersetzungsstufe optimal zu wählen. Insbesondere bei der ersten Stufe zwischen Sonnenrad 2 und großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten, bei der sehr große Unterschiede in den Raddurchmessern vorhanden sein können, ist eine feinere Teilung bzw. eine höhere Zähnezahl wie dargestellt vorteilhaft, um Probleme bezüglich der Zahnform, wie z. B. Unterschnitt und/oder spitze Zähne zu vermeiden. In den weiteren Stufen treten bei kleineren Drehzahlen höhere Verzahnungskräfte auf, so daß hier eine grobe Teilung vorteilhaft ist.

Mit der Anordnung können hohe Übersetzungen erzielt werden. Vorteilhaft ist, daß der Momentenfluß sich an mehreren Stellen auf (hier) jeweils zwei Pfade verteilt. Dadurch wird eine gleichmäßige Belastungsverteilung und ein Ausgleich von etwaigen Teilungsfehlern erzielt.

Aus der Fig. 1 ist weiterhin auch ersichtlich, daß die Verbindungslien 14 und 16 vom Radmittelpunkt eines kleinen Stufenrads 6 eines zweiten Stufenplaneten zu den Radmittelpunkten der beiden benachbarten großen Stufenräder 2 der ersten Stufenplaneten einen Winkel 18 zwischen 180° und 195° einschließen. Die weitgehend symmetrische Anordnung des Sonnenrads 2 bzw. der kleinen Stufenräder 6 der zweiten Stufenplaneten zwischen großen Stufenräder 4 bzw. 8 ermöglicht eine platzsparende fliegende Lagerung der betreffenden Räder in den Zahneingriffen.

Alle Stufenräder laufen mit der langsamen Winkelgeschwindigkeit des Planetenträgers (in Fig. 1 nicht dargestellt) um die Getriebekurbelachse, wenn der Planetenträger der Getriebeabtrieb ist. Das Massenträgheitsmoment bleibt insgesamt sehr gering.

Fig. 2 zeigt eine Schnittdarstellung eines erfindungsgemäßen Getriebes. Der Schnittverlauf ist in Fig. 1 durch Pfeile gekennzeichnet. Bei dem in Fig. 2 gezeigten Planetengetriebe ist die Verzahnung des Sonnenrads 2 in den angetriebenen Zentralwelle 20 eingearbeitet. Die angetriebene Zentralwelle 20 ist hier durch fliegende Lagerung des Sonnenrads 2 zwischen den großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten und durch das axial befestigte Lager 22 im Planetenträger 24 gelagert. Das hier konisch ausgebildete Sonnenrad 2 befindet sich in gleichzeitigem Eingriff mit den großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten. Mittels Einstellscheiben 26 läßt sich die axiale Position der angetriebenen Zentralwelle 20 im Planetenträger 24 und damit das Verzahnungsspiel zwischen Sonnenrad 2 und großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten einstellen.

Die zweiten Stufenplaneten mit den großen Stufenräder 4 und den kleinen Stufenräder 6 sind wiederum durch fliegende Lagerung der kleinen Stufenräder 6 zwischen den großen Stufenräder 8 der ersten Stufenplaneten und durch jeweils ein weiteres, axial befestigtes Lager 28 im Planetenträger 24 gelagert.

In Fig. 2 ist erkennbar, daß die zweiten Stufenplaneten in platzsparender Weise im wesentlichen den selben axialen Raum einnehmen, der bereits von den ersten Stufenplaneten beansprucht wird. Dies wird unter anderem dadurch ermöglicht, daß die großen Stufenräder 4, 8 der Stufenplaneten axial nicht alle auf einer Seite des Hohlrades 12a, sondern beiderseits des Hohlrades angeordnet sind.

## DE 197 20 255 A 1

7

8

Die großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten sind annähernd zylindrisch ausgebildet. Dadurch wird der Vorteil erzielt, daß eine axiale Verschiebung eines zweiten Stufenplaneten entlang seiner radial geneigten Planetenachse keinen Einfluß auf das Verzahnungsspiel zwischen Sonnenrad 2 und großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten hat. Das kleine Stufenrad 6 der zweiten Stufenplaneten ist in gleichzeitigem Zahneingriff mit einem Paar von benachbarten großen Stufenräder 8 von ersten Stufenplaneten.

Die durch den Winkel  $\alpha$  engedrehte radiale Neigung der Stufenplaneten ist so gewählt, daß sich die Verlängerungen der Planetenachsen der ersten und zweiten Stufenplaneten in einem gemeinsamen Punkt in Verlängerung der Getriebekopfachse schneiden.

In der in Fig. 2 dargestellten Ausführungsform sind beide Stufenräder 8, 10 der ersten Stufenplaneten zylindrisch ausgebildet. Das Hohlrad 12a ist entsprechend der radialem Neigung der Planetenachse der ersten Stufenplaneten innen konisch ausgebildet. Eine axiale Verschiebung der ersten Stufenplaneten entlang der Planetenachse hat somit keinen Einfluß auf das Verzahnungsspiel zwischen den kleinen Stufenräder 10 der ersten Stufenplaneten und dem Hohlrad 12a.

Die Schrägwinkel der Verzahnungen der großen und kleinen Stufenräder der ersten Stufenplaneten 8, 10 sind so aufeinander abgestimmt, daß es zu einer Kompensation der aus der Schrägverzahnung herrührenden Axialkräfte kommt. Die axiale Position der ersten Stufenplaneten ist in diesem Beispiel also selbsteinstellend und ohne Auswirkung auf das Verzahnungsspiel zwischen kleinen Stufenräder 10 und Hohlrad 12a. Vorteilhaft ist weiterhin, daß kein Axiallager für die ersten Stufenplaneten benötigt wird und die Lagerung mittels platzsparender Nadellager 30, 32 bewerkstelligt werden kann.

Das Verzahnungsspiel zwischen kleinem Stufenrad 10 der ersten Stufenplaneten und Hohlrad 12 ist durch axiales Verschieben des innenverzahnten Teils des Hohlrades 12a gegenüber dem Planetenträger 24 einstellbar. Zu diesem Zweck ist das Hohlrad 12 in der in Fig. 2 gezeigten Ausführungsform aus einem innenverzahnten Teil des Hohlrades 12a und einem das Hauptlager 34 aufnehmenden Teil 12b zusammengesetzt. Das Teil 12b ist in der dargestellten Ausführungsform also gleichzeitig der Außenring eines integrierten Kreuzrollenlagers. Der axiale Abstand zwischen den Teilen 12a, 12b und damit das Verzahnungsspiel zwischen kleinen Stufenräder 10 der ersten Stufenplaneten und Hohlrad 12a ist mittels einer Einstellscheibe 36 einstellbar.

In der Fig. 2 sind die Durchgangslöcher für die nicht dargestellten Schrauben zur Verbindung der Teile 12a, 12b dargestellt. Die Lagerlaufbahnen des als Kreuzrollenlager ausgeführten Hauptlagers 34 sind in platzsparender Weise in die betreffenden Bauteile 12b, 24 eingearbeitet.

In der Ausführungsform gemäß Fig. 2 ist vorgesehen, daß das Hohlrad 12 als Abstützglied und der Planetenträger 24 als Getriebeabtrieb dient. Die am Umfang verteilten Gewindebohrungen 38 dienen zur Befestigung von anzutreibenden Bauteilen. Die Dichtung 40 verhindert das Eindringen von Schmutz in das Getriebe und das Auslaufen von Schmiermittel. Ein Getriebegehäuse ist in Fig. 2 nicht dargestellt.

Mindestens ein großes Stufenrad 4 eines zweiten Stufenplaneten weist am Umfang verteilt Schrauben 42 einer Flanschverbindung auf. Mittels dieser Flanschverbindung ist die relative Drehstellung des großen Stufenrades 4 zum kleinen Stufenrad 6 des zweiten Stufenplaneten einstellbar. Hierzu weisen die entsprechenden Schraubendurchgangslöcher 43 ein Übermaß in tangentialer Richtung auf. Mittels dieser Flanschverbindung ist die exakte Stellung des fliegend gelagerten Sonnenrads in den Zahneingriffen der gro-

ßen Stufenräder 4 einstellbar. In entsprechender Weise ist auch die Drehstellung der kleinen und großen Stufenräder mindestens eines ersten Stufenplaneten zueinander einstellbar.

5 Zwischen diesen großen Stufenrädern der ersten Stufenplaneten sind die kleinen Stufenräder 6 der zweiten Stufenplaneten fliegend gelagert.

Fig. 3 zeigt eine abtriebssitzige Stirnansicht des in Fig. 2 im Schnitt dargestellten Getriebes. Neben dem Sonnenrad 2 sind zwei große Stufenräder 4 von zweiten Stufenplaneten, die Schrauben 42 der Flanschverbindung sowie der Lageraußenring (Hohlrad) 12b dargestellt.

Fig. 4 zeigt eine weitere Ausführungsform eines erfundungsgemäßen Getriebes in entsprechender Darstellung wie

15 Fig. 2. Sämtliche Planetenachsen sind hier parallel zur Getriebekopfachse. Das Sonnenrad 2 sowie die großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten sind zylindrisch ausgebildet. Die kleinen Stufenräder 6 der zweiten Stufenplaneten sowie die Stufenräder 8, 10 der ersten Stufenplaneten 20 sind ebenso wie das Hohlrad 12 konisch ausgebildet. Die großen und kleinen Stufenräder 8, 10 der ersten Stufenplaneten weisen gleiche Konusrichtung auf, was hinsichtlich einer einfachen Montierbarkeit von Vorteil ist. Das Verzahnungsspiel in der schnellaufenden Stufe zwischen dem Sonnenrad 2 und den großen Stufenräder 4 ist hier nicht einstellbar, jedoch konstruktiv eng ausgelegt. Dafür braucht die axiale Position von Sonnenrad 2 und großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten nicht eingestellt zu werden. Das Verzahnungsspiel zwischen den konischen Stufenräder 6, 8 30 ist einstellbar durch Einstellung der axialen Position der zweiten Stufenplaneten 4, 6 mittels Einstellscheiben 54.

Die in Fig. 5 dargestellte Ausführungsform unterscheidet sich von der Ausführungsform nach Fig. 4 durch eine Federanordnung 64 zwischen zweiten Stufenplaneten 8, 10 und dem Planetenträger 24, welche in Fig. 6 vergrößert dargestellt ist.

Die Schraubenfeder 56 ist zwischen einer mittels Sprengring 72 im Stufenplanet gesicherten Scheibe 70 und einem Bund am Ende der Hülse 68 in der Bohrung 62 im zweiten Stufenplanet angeordnet. Die Hülse 68 überträgt die Federkraft auf den fest mit der Hülse verbundenen Gewindestift 60. Der Deckel 74 ist zwischen einer auf den Gewindestift geschräbten Mutter 66 und den Stirnseiten der Wälzkörper des Lagers 32 gespannt. Der Außenring des Lagers 32 ist durch einen Sprengring 78 im Planetenträger 24 axial fixiert. Die Federanordnung überträgt eine definierte Vorspannkraft zwischen Stufenplanet und Planetenträger, die den Stufenplaneten spielfrei im Konus des (in Fig. 6 nicht dargestellten) Hohlrades 12 hält. Zwischen der Scheibe 70 und der Hülse 68 ist ein axialer Spalt vorgesehen. Die effektive axiale Stellung des Stufenplaneten ist im Betrieb einer gewissen geringfügigen Schwankungsbreite unterworfen, die sich aus unvermeidlichen geringfügigen Teilungsfehlern ergibt. Der axiale Spalt ist über die Mutter 66 so einstellbar, daß er diese Schwankungsbreite gerade abdeckt. Die Kraft der eingebauten Feder 56 ist so abgestimmt, daß die Axialkräfte der Verzahnung nur in einem Teillastbereich abgedeckt sind. Bei höherer Last wandert das Stufenrad axial aus bis zum Anschlag, gebildet durch die Scheibe 70 55 und die Buchse 68. Das Verzahnungsspiel zwischen Stufenplaneten und Hohlrad ist eliminiert. Einflüsse durch Temperaturdrehungen oder Verschleiß werden durch die Federanordnung kompensiert. Trotzdem tritt ein Verklemmen auch bei Teilungsfehlern nicht auf, da der Stufenplanet in diesem Fall eine axiale Ausweichbewegung ausführen kann. Die Axialkraft, welche Ursache für diese Ausweichbewegung ist ergibt sich aus der Summe der Kräfte aus der Schrägverzahnung der beiden Stufenräder, die sich bei entsprechender

## DE 197 20 255 A 1

9

Wahl der Schräglängswinkel in vorteilhafter Weise ausgleichen und zum größten Teil aus der Axialkraft welche bei einer radialem Belastung der Verzahnung in Folge der Konizität auftritt.

Die Fig. 7 und 8 zeigen skizzenhaft weitere vorteilhafte Anordnungen von ersten Stufenplaneten und Hohlrad 12. Die Mittellinie 44 entspricht bei diesen Figuren der Getriebehauptachse. Fig. 7 zeigt eine Anordnung mit konischem Hohlrad 12, zur Getriebehauptachse parallelen ersten Stufenplaneten 10, 8 und konischen kleinen und großen Stufenräder der ersten Stufenplaneten. Die großen und kleinen Stufenräder weisen dabei entgegengesetzte Konusrichtung auf. Aus der Konizität hervorrührende Axialkräfte wirken in vorteilhafter Weise in entgegengesetzte Richtung. Außerdem ist bei dieser Anordnung die Einstellung des Verzahnungsspiels der Verzahnungen der ersten Stufenplaneten erleichtert.

Fig. 8 zeigt eine Anordnung mit zylindrischem Hohlrad 12, radial geneigten Planetenachsen der ersten Stufenplaneten und entsprechend angepaster Konizität der kleinen Stufenräder 10 der ersten Stufenplaneten. Das Verzahnungsspiel zwischen kleinem Stufenrad 10 und Hohlrad 12 wird durch Einstellen der axialen Position der Stufenplaneten entlang ihrer radial geneigten Achse eingestellt. Bei dieser Ausführungsform können die teuren, großen Einstellscheiben 36 für das Hohlrad 12 (Fig. 2) eingespart werden.

Fig. 9 und 10 zeigen schematisch weitere Ausgestaltungen der Erfindung, bei denen die Verbindungslinien der Radmittelpunkte von zwei ein Paar bildenden ersten Stufenplaneten zum Radmittelpunkt des Sonnenrads (Getriebehauptachse) einen kleineren Winkel als 90° einschließen. Es ist hierbei nicht erforderlich, daß dieser Winkel ein ganzzahliges Bruchteil von 360° ist. Beispielsweise kann er 56,2° sein.

Fig. 9 zeigt zwei Paare von ersten Stufenplaneten 8, 10 mit jeweils einem dazwischenliegenden kleinen Stufenrad 6 eines zweiten Stufenplaneten (Hohlrad, Sonnenrad und große Stufenräder der zweiten Stufenplaneten sind nicht dargestellt).

Fig. 10 zeigt drei Paare von ersten Stufenplaneten 8, 10, mit jeweils einem dazwischenliegenden kleinen Stufenrad 6 eines zweiten Stufenplaneten. Des Weiteren sind in Fig. 10 die großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten, welche mit dem zentralen Sonnenrad 2 in Eingriff sind dargestellt. Das Hohlrad 12 ist mit insgesamt sechs kleinen Stufenräder 10 der ersten Stufenplaneten in Eingriff. Die hohe Zahl der Eingriffstellen wirkt sich positiv auf die Übertragungsqualität und Belastbarkeit aus. Das Sonnenrad 2 hat einen relativ großen Durchmesser und ermöglicht in Kombination mit einer hohl ausgebildeten, angetriebenen Zentralwelle 20 (Fig. 11) einen großen zentralen Durchlaß. Je nach Belastungs- und Übersetzungserfordernissen ist es natürlich ebenso möglich, mehr als drei Paare von ersten Stufenplaneten vorzusehen.

Fig. 11 zeigt im Schnitt ein erfundungsgemäßes Getriebe mit einem solchen zentralen Durchlaß. Der Antrieb ist exzentrisch am Motorflansch 47 angeordnet. Das Antriebsritzel 48 treibt das mit dem Sonnenrad 2 drehfest verbundene Stirnrad 46 an. Diese Stirnradstufe ermöglicht neben der exzentrischen Anordnung des Antriebs zusätzlich eine Vorübersetzung entsprechend dem Zähnezahnverhältnis von Ritzel 48 und Stirnrad 46. So sind auch mit einem großen zentralen Sonnenrad 2 hohe Gesamtübersetzungen erzielbar. Das zylindrische Sonnenrad 2 ist in Eingriff mit den ebenfalls zylindrisch ausgebildeten großen Stufenräder 4 der zweiten Stufenplaneten. Die kleinen Stufenräder 6 der zweiten Stufenplaneten sind konisch ausgebildet und treiben die konischen großen Stufenräder 8 der ersten Stufenplaneten

10

an. Von den konischen kleinen Stufenräder 10 der ersten Stufenplaneten wird auf das konische Hohlrad 12 abgetrieben. Teile des Gehäuses 52 drehen mit der Drehzahl des Hohlrades 12, welches in der dargestellten Ausführung den Abtrieb darstellt. Die Bohrungen 39 in dem Teil 12b des Hohlrades mit der Wälzkörperlaufbahn für das Hauptlager 34 dienen zur Befestigung von anzutreibenden Teilen. Bei dieser Ausführungsform ist der Planetenträger 24 feststehend und das Hohlrad 12 rotierbar ausgebildet – es handelt sich um ein Standgetriebe. Der zentrale Durchlaß ist von einer Buchse 50 umgeben. Diese schließt das Gehäuse 52 nach innen ab und verhindert Beschädigungen, wenn Kabelstränge oder andere Teile durch den zentralen Durchlaß hindurchgeführt werden.

5 15 Die Fig. 12 und 13 zeigen schließlich zwei Ansichten eines ersten Teils eines zweiteilig ausgeführten ersten Stufenplaneten. Es weist axial aufeinanderfolgend drei Abschnitte auf. Der Lagerzapfen 84 dient zur Führung in einem Planetenlager 32 (Fig. 2). Das Stufenrad 10 weist eine schrägvorzahnende Laufverzahnung auf. Im Wellenfortsatz 82 ist eine Formschlußverzahnung eingearbeitet. Die Laufverzahnung und die Formschlußverzahnung haben gleiche Zähnezahl. Im Übergangsbereich von der Laufverzahnung zur Formschlußverzahnung sind die Zahnlückenstellungsgleich, was 20 25 in Fig. 13 erkennbar ist. Diese Stellungsgleichheit bietet Vorteile bei der Herstellung der Verzahnungen, da durch die Zahnlücke der angrenzenden Verzahnung ein Auslauf für Bearbeitungswerzeuge gegeben ist. Bei der Montage braucht aufgrund der gleichen Zähnezahlen nicht auf eine 30 Stellungszuordnung von Lauf- und Formschlußverzahnung geachtet zu werden.

In allen Ausführungsformen ist vorgesehen, daß das Verzahnungsspiel sämtlicher Verzahnungen, bei denen konische Räder beteiligt sind, durch entsprechend angepaßte Einstellscheiben bzw. Einstellringe einstellbar sind, bzw. durch Federanordnungen 64 eliminierbar sind.

35 Je nach den gewünschten Eigenschaften, oder der gewünschten Übersetzung sind natürlich auch andere Ausführungsformen insbesondere der Planetenräder denkbar (z. B. 40 durchgebende Planeten, gleiche Zähnezahl aufweisende Planeten).

Natürlich ist aber auch eine sehr einfach herstellbare Ausführungsform möglich, bei der alle Planetenachsen parallel 45 50 zur Getriebehauptachse verlaufen und alle Räder zylindrisch ausgebildet sind. Durch ein zylindrisch ausgebildetes Sonnenrad 2 wird der Vorteil einer Unempfindlichkeit des Verzahnungsspiels der Eingangsstufe, nämlich Sonnenrad/ kleine Stufenräder der zweiten Stufenplaneten gegenüber einer relativen axialen Verschiebung der betreffenden Räder erzielt.

## Bezugszeichenliste

2 Sonnenrad  
 55 4 großes Stufenrad der zweiten Stufenplaneten  
 6 kleines Stufenrad der zweiten Stufenplaneten  
 8 großes Stufenrad der ersten Stufenplaneten  
 10 kleines Stufenrad der ersten Stufenplaneten  
 12 Hohlrad  
 60 12a innenverzahntes Teil des Hohlrads  
 12b Hohlradteil mit Wälzkörperlaufbahn  
 14 Verbindungsleitung  
 16 Verbindungsleitung  
 18 Winkel  
 65 20 angetriebene Zentralwelle  
 22 Lager  
 24 Planetenträger  
 26 Einstellscheiben

## DE 197 20 255 A 1

11

- 28 Lager
- 30 Lager
- 32 Lager
- 34 Hauptlager
- 36 Einstellscheibe
- 38 Gewindebohrung
- 39 Bohrung
- 40 Dichtung
- 42 Schrauben
- 43 Durchgangslöcher
- 44 Mittellinie
- 46 Stirnrad
- 47 Motorflansch
- 48 Ritzel
- 50 Buchse
- 52 Gehäuse
- 54 Einstellscheiben
- 56 Schraubenfeder
- 58 Buchse
- 60 Gewindestift
- 62 Bohrung
- 64 Federanordnung
- 66 Mutter(n)
- 68 Hülse mit Bund
- 70 Scheibe
- 72 Sprengring
- 74 Deckel
- 78 Sprengring
- 82 Wellenfortsatz
- 84 Lagerzapfen

## Patentansprüche

1. Planetengetriebe mit einem mit einer angtriebene Zentralwelle (20) verbundenen Sonnenrad (2), einem Hohlrad (12), einer Gruppe von ersten Stufenplaneten (8, 10), einer Gruppe von zweiten Stufenplaneten (4, 6), wobei alle Stufenplaneten in einem gemeinsamen Planetenträger (24) gelagert sind, die Anzahl der zweiten Stufenplaneten (4, 6) der halben Anzahl der ersten Stufenplaneten (8, 10) entspricht, die großen Stufenräder (4) der zweiten Stufenplaneten mit dem Sonnenrad (2) in Eingriff stehen, die kleinen Stufenräder (6) der zweiten Stufenplaneten gleichzeitig mit einem Paar von benachbarten großen Stufenräder (8) der ersten Stufenplaneten in Eingriff stehen, alle kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten mit dem Hohlrad (12) in Eingriff stehen, der Planetenträger (24) der Getriebeabtrieb ist und das Hohlrad (12) das Absitzglied ist.
2. Planetengetriebe mit einem mit einer angetriebenen Zentralwelle (20) verbundenen Sonnenrad (2), einem Hohlrad (12), einer Gruppe von ersten Stufenplaneten (8, 10), einer Gruppe von zweiten Stufenplaneten (4, 6), wobei alle Stufenplaneten in einem gemeinsamen Planetenträger (24) gelagert sind, die Anzahl der zweiten Stufenplaneten (4, 6) der halben Anzahl der ersten Stufenplaneten (8, 10) entspricht, die großen Stufenräder (4) der zweiten Stufenplaneten mit dem Sonnenrad (2) in Eingriff stehen, die kleinen Stufenräder (6) der zweiten Stufenplaneten gleichzeitig mit einem Paar von benachbarten großen Stufenräder (8) der ersten Stufenplaneten in Eingriff stehen, alle kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten mit dem Hohlrad (12) in Eingriff stehen, der Planetenträger (24) das Absitzglied ist und das Hohlrad (12) der Getriebeabtrieb ist.
3. Planetengetriebe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Verbindungslien (14, 16)

12

- vom Radmittelpunkt eines kleinen Stufenrads (6) eines zweiten Stufenplaneten zu den Radmittelpunkten der beiden benachbarten großen Stufenräder (8) der ersten Stufenplaneten einen Winkel (18) zwischen 180° und 195° einschließen.
- 4. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Hohlrad (12) innen konisch ausgeführt ist.
- 5. Planetengetriebe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens die kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten zylindrisch ausgeführt sind und die Drehachsen der ersten Stufenplaneten (8, 10) um einen Winkel zur Getriebehauptachse radial geneigt sind.
- 6. Planetengetriebe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten konisch ausgeführt sind und die Drehachsen der ersten Stufenplaneten parallel zur Getriebehauptachse sind.
- 7. Planetengetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Hohlrad (12) innen zylindrisch ausgeführt ist.
- 8. Planetengetriebe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten konisch ausgeführt sind und die Drehachsen der ersten Stufenplaneten (8, 10) um einen Winkel zur Getriebehauptachse radial geneigt sind.
- 9. Planetengetriebe nach Anspruch 6 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß die großen Stufenräder (8) der ersten Stufenplaneten konisch ausgeführt sind und gleiche Konusrichtung aufweisen, wie die kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten.
- 10. Planetengetriebe nach Anspruch 6 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß die großen Stufenräder (8) der ersten Stufenplaneten konisch ausgeführt sind und entgegengesetzte Konusrichtung aufweisen, wie die kleinen Stufenräder (10) der ersten Stufenplaneten.
- 11. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die großen Stufenräder (4, 8) mindestens einer Gruppe von Stufenplaneten annähernd zylindrisch ausgebildet sind, und die mit diesen Stufenräder in Eingriff stehenden Räder (2, 6) konisch ausgebildet sind.
- 12. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß alle Planetenachsen und die Getriebehauptachse sich in einem gemeinsamen Punkt schneiden.
- 13. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens eine Gruppe von miteinander verzahnten Rädern schräg verzahnt ist.
- 14. Planetengetriebe nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Stufenräder mindestens einer Gruppe von Stufenplaneten schräg verzahnt sind, und die Schräglungswinkel der Verzahnungen der beiden Stufenräder gleichen Richtungssinn haben.
- 15. Planetengetriebe nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß das Verhältnis der Tangens der Schräglungswinkel in etwa gleich dem Durchmesserverhältnis der Wälz Kreise der Stufenräder der Stufenplaneten ist.
- 16. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß die zweiten Stufenplaneten (4, 6) im wesentlichen den selben axialen Bauraum einnehmen, der bereits von den ersten Stufenplaneten (8, 10) beansprucht wird.
- 17. Planetengetriebe nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, daß die großen Stufenräder (8) der ersten

## DE 197 20 255 A 1

13

Stufenplaneten axial auf der einen Seite des Hohlrades (12a) und die großen Stufenräder (4) der zweiten Stufenplaneten axial auf der anderen Seite des Hohlrads (12a) angeordnet sind.

18. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß die zweiten Stufenplaneten (4, 6) durch fliegende Lagerung der kleinen Stufenräder (6) zwischen jeweils zwei großen Stufenräder (8) der ersten Stufenplaneten und durch jeweils ein weiteres axial beabstandetes Lager (28) im Planetenträger (24) gelagert sind. 5

19. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß die angetriebene Zentralwelle (20) durch fliegende Lagerung des Sonnenrades (2) zwischen den großen Stufenräder (4) der zweiten Stufenplaneten und durch ein weiteres axial beabstandetes Lager (22) gelagert ist. 15

20. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Abstützglied und Getriebeabtrieb ein Hauptlager (34) angeordnet ist, welches die Betriebskräfte aufnimmt. 20

21. Planetengetriebe nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Wälzkörper-Laufbahnen des Hauptlagers (34) direkt in die betreffenden Bauteile 25 (12b, 24) eingearbeitet sind.

22. Planetengetriebe nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß das Hohlrad (12) ein erstes innenverzahntes Teil (12a), und ein zweites Teil (12b) mit eingearbeiteter Wälzkörper-Laufbahn aufweist. 30

23. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 20 bis 22, dadurch gekennzeichnet, daß das Hauptlager (34) als Kreuzrollenlager ausgebildet ist. 35

24. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß die relative Drehstellung der großen und kleinen Stufenräder jeweils mindestens eines der Stufenplaneten, dessen große Stufenräder mit einem zwischen diesen Stufenräder angeordneten Rad gleichzeitig in Eingriff sind, wenigstens einmalig einstellbar ist. 40

25. Planetengetriebe nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß die relative Drehstellung der großen und kleinen Stufenräder eines Stufenplaneten beim Montagevorgang durch Kleben und/oder thermisches Aufschrumpfen eines Stufenrads auf eine mit dem anderen Stufenrad fest verbundene Welle einstellbar ist. 45

26. Planetengetriebe nach Anspruch 25, dadurch gekennzeichnet, daß die relative Drehstellung der großen und kleinen Stufenräder eines Stufenplaneten mittels einer lösbar Flanschverbindung einstellbar ist, bei 50 welcher die Befestigungselemente (42) im losen Zustand ein tangentiales Spiel in zugeordneten Durchgangslöchern (43) haben.

27. Planetengetriebe nach Anspruch 26, dadurch gekennzeichnet, daß die Zähnezahl des einstellbaren Stufenrads (8) nicht ganzzahlig durch die Anzahl der Durchgangslöcher (43) teilbar ist. 55

28. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß ein erstes Teil eines zweiteiligen Stufenplaneten (4, 6, 8, 10) 60 einen verzahnten Wellenfortsatz (82) zur formschlüssigen Verbindung mit einer innenverzahnten Nabe eines großen Stufenrads (4, 8) aufweist, die Verzahnung des Wellenfortsatzes die gleiche Zähnezahl wie die Laufverzahnung des kleinen Stufenrads (6, 10) aufweist, 65 und die Zahnlücken der beiden Verzahnungen im Übergangsbereich etwa stellungsgleich sind.

29. Planetengetriebe nach mindestens einem der An-

14

sprüche 1 bis 28, dadurch gekennzeichnet, daß bei mindestens einer Gruppe von Stufenplaneten (8, 10, 4, 6) die Zähnezahl der großen Stufenräder (8, 4) ganzzahlig durch die Zähnezahl der kleinen Stufenräder (10, 6) teilbar ist.

30. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 29, dadurch gekennzeichnet, daß die angetriebene Zentralwelle (20) bohl ausgebildet ist.

31. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 30, dadurch gekennzeichnet, daß mehr als zwei Paare von ersten Stufenplaneten (8, 10) gleichzeitig mit dem Hohlrad (12) in Eingriff sind.

32. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 31, dadurch gekennzeichnet, daß die Verbindungsstellen der Radmittelpunkte von zwei ein Paar bildenden ersten Stufenplaneten zum Radmittelpunkt des Sonnenrads (Getriebehauptachse) einen kleineren Winkel als 90° einschließen.

33. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 1 bis 32, dadurch gekennzeichnet, daß die mit dem Sonnenrad (2) verbundene Zentralwelle (20) von einer exzentrisch angeordneten Stirnradstufe (46, 48) angetrieben ist.

34. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 30 bis 33, dadurch gekennzeichnet, daß in der hohlen Zentralwelle (20) eine Buchse (50) angeordnet ist.

35. Planetengetriebe nach mindestens einem der Ansprüche 6 oder 9 bis 34, dadurch gekennzeichnet, daß die ersten Stufenplaneten (8, 10) entlang ihrer Planetenachse axial verschieblich im Planetenträger (24) gelagert sind, und jeweils ein Federelement (56) zur Übertragung einer das Verzahnungsspiel ausgleichenden Axialkraft zwischen erstem Stufenplanet und Planetenträger angeordnet ist.

36. Planetengetriebe nach Anspruch 35, dadurch gekennzeichnet, daß das Federelement eine vorspannbare Schraubenfeder (56) ist, welche in einer Bohrung (62) im Stufenplaneten (8, 10) zwischen einem sich im Stufenplaneten befestigten Stützelement (70) und einem axial an den Planetenträger (24) gekoppelten weiteren Stützelement (68) angeordnet ist, und daß eine Verstelleinrichtung zur Einstellung eines maximalen Federwegs vorgesehen ist.

---

Hierzu 10 Seite(n) Zeichnungen

---

ZEICHNUNGEN SEITE 1

Nummer:

Int. Cl. 6:

Offenlegungstag:

DE 197 20 265 A1

F 16 H 1/46

10. Dezember 1998

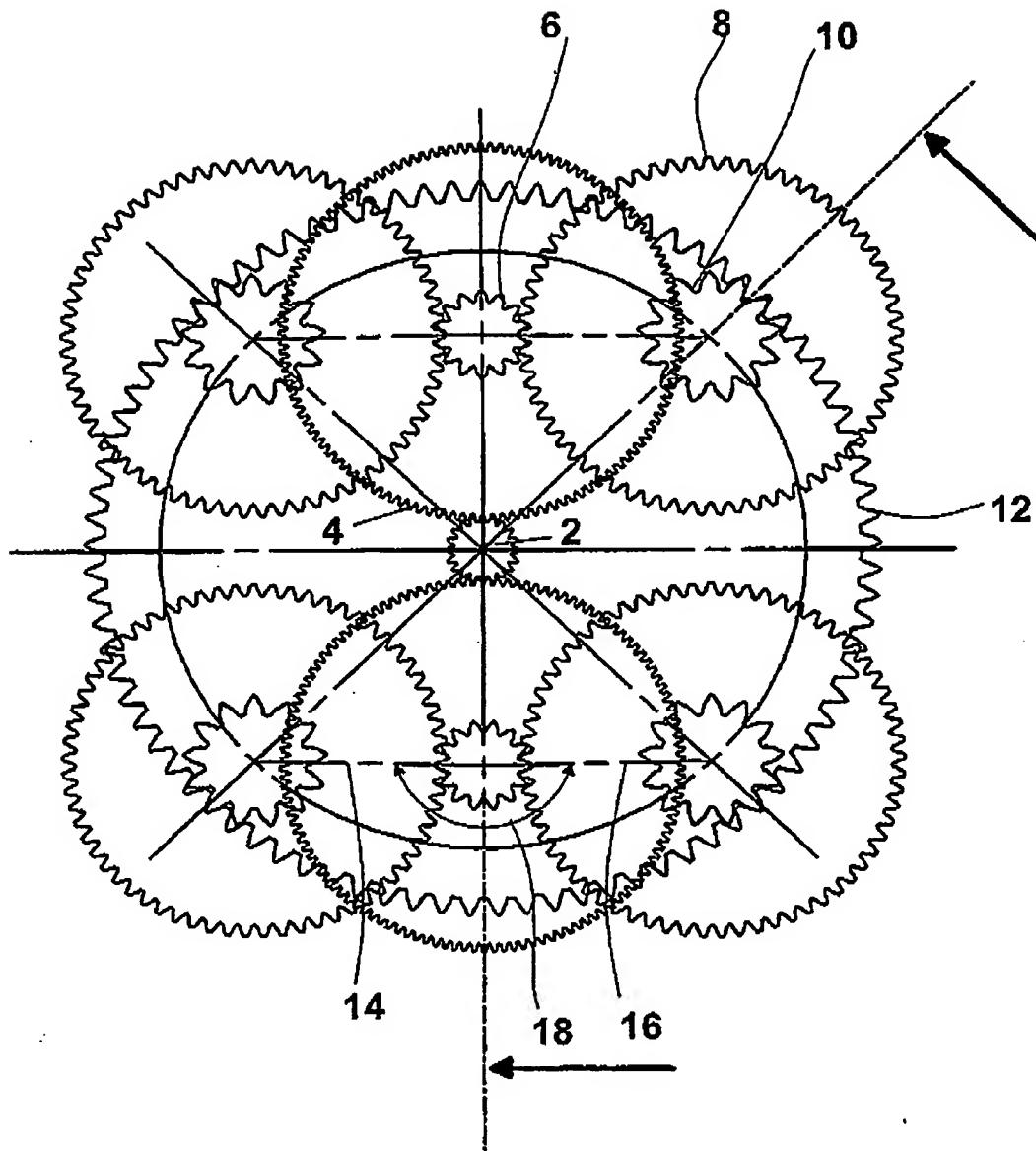


Fig. 1

ZEICHNUNGEN SEITE 2

Nummer: DE 197 20 255 A1  
 Int. Cl. 6: F 16 H 1/46  
 Offenlegungstag: 10. Dezember 1998

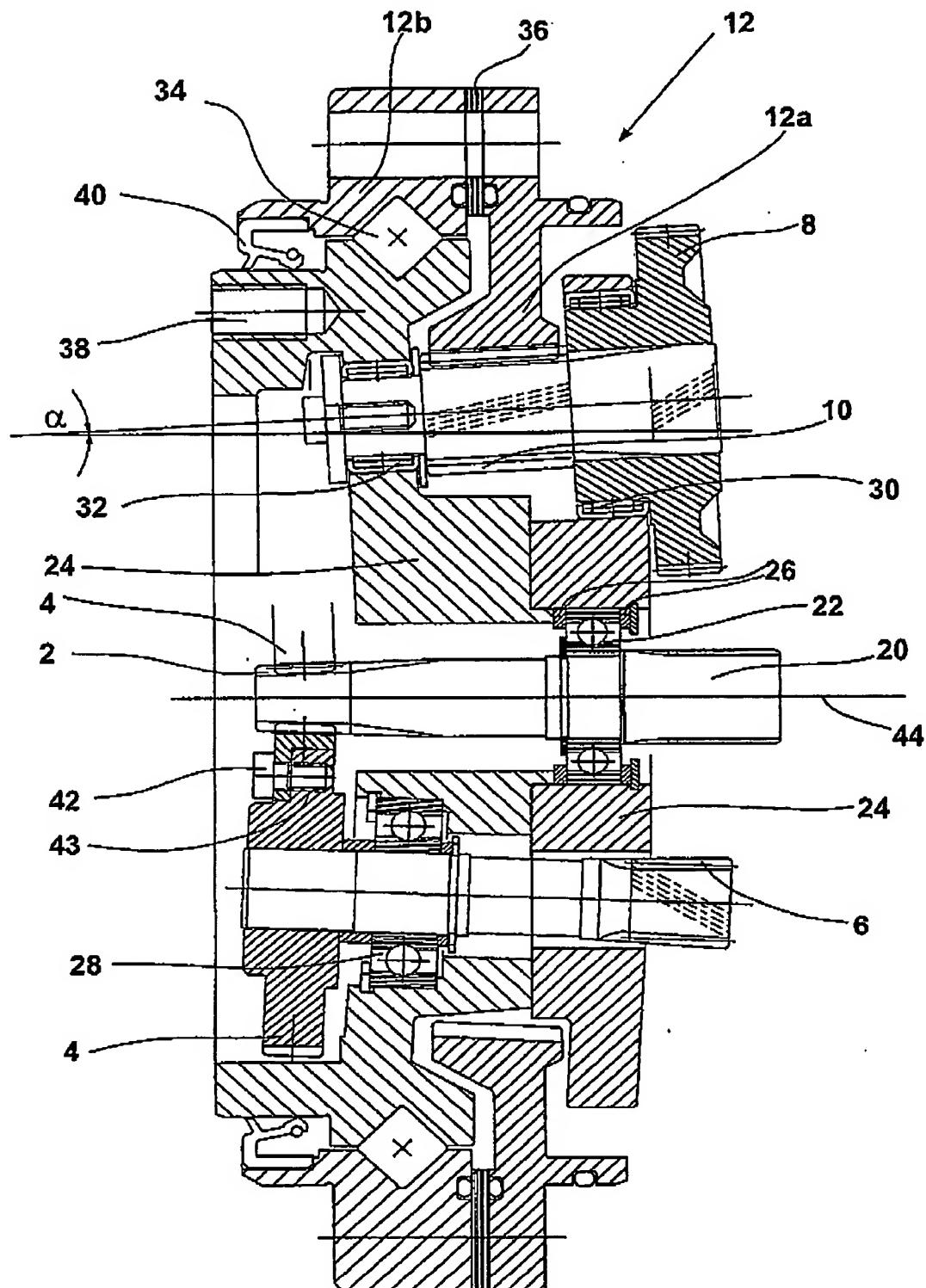


Fig. 2

802 050/12

## ZEICHNUNGEN SEITE 3

Nummer:

Int. Cl. 6:

Offenlegungstag:

DE 197 20 255 A1

F 16 H 1/46

10. Dezember 1998

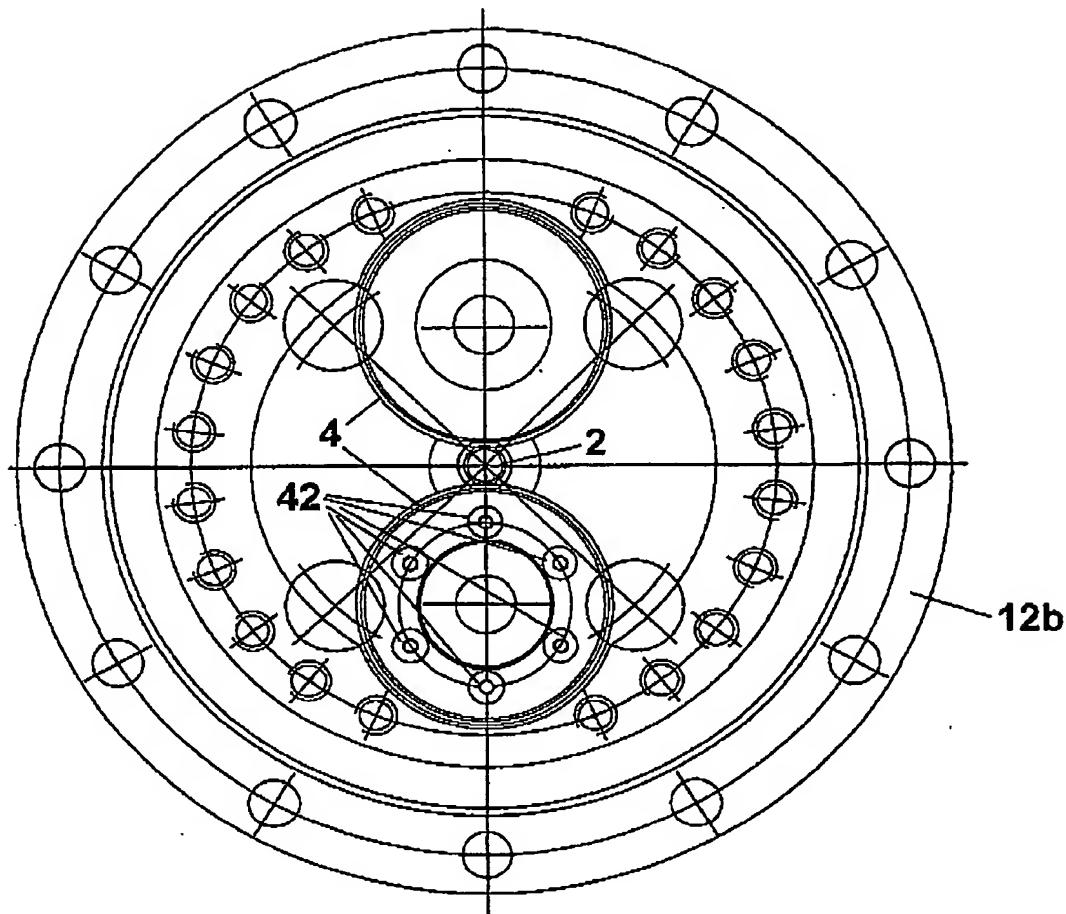


Fig. 3

ZEICHNUNGEN SEITE 4

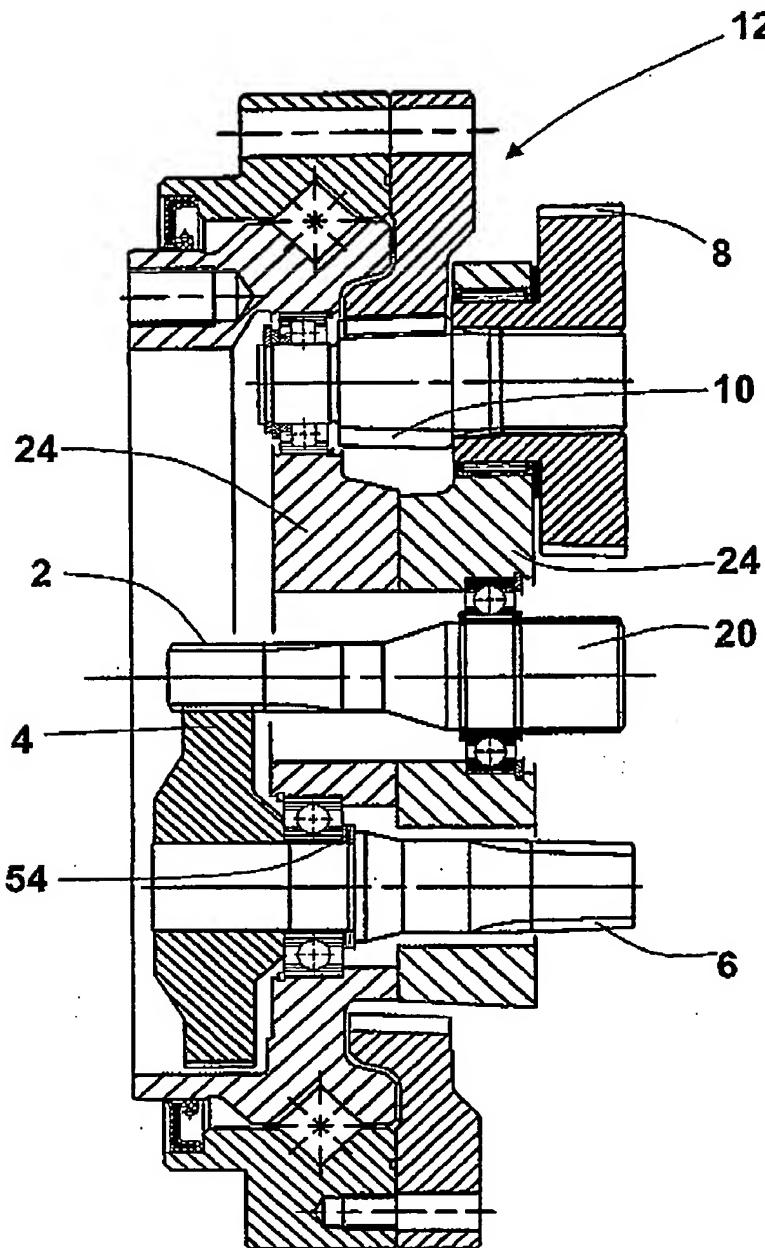
Nummer:  
Int. Cl. 6:  
Offenlegungstag:DE 197 20 255 A1  
F 16 H 1/46  
10. Dezember 1998

Fig. 4

ZEICHNUNGEN SEITE 5

Nummer: DE 197 20 255 A1  
Int. Cl. 6: F 16 H 1/46  
Offenlegungstag: 10. Dezember 1998

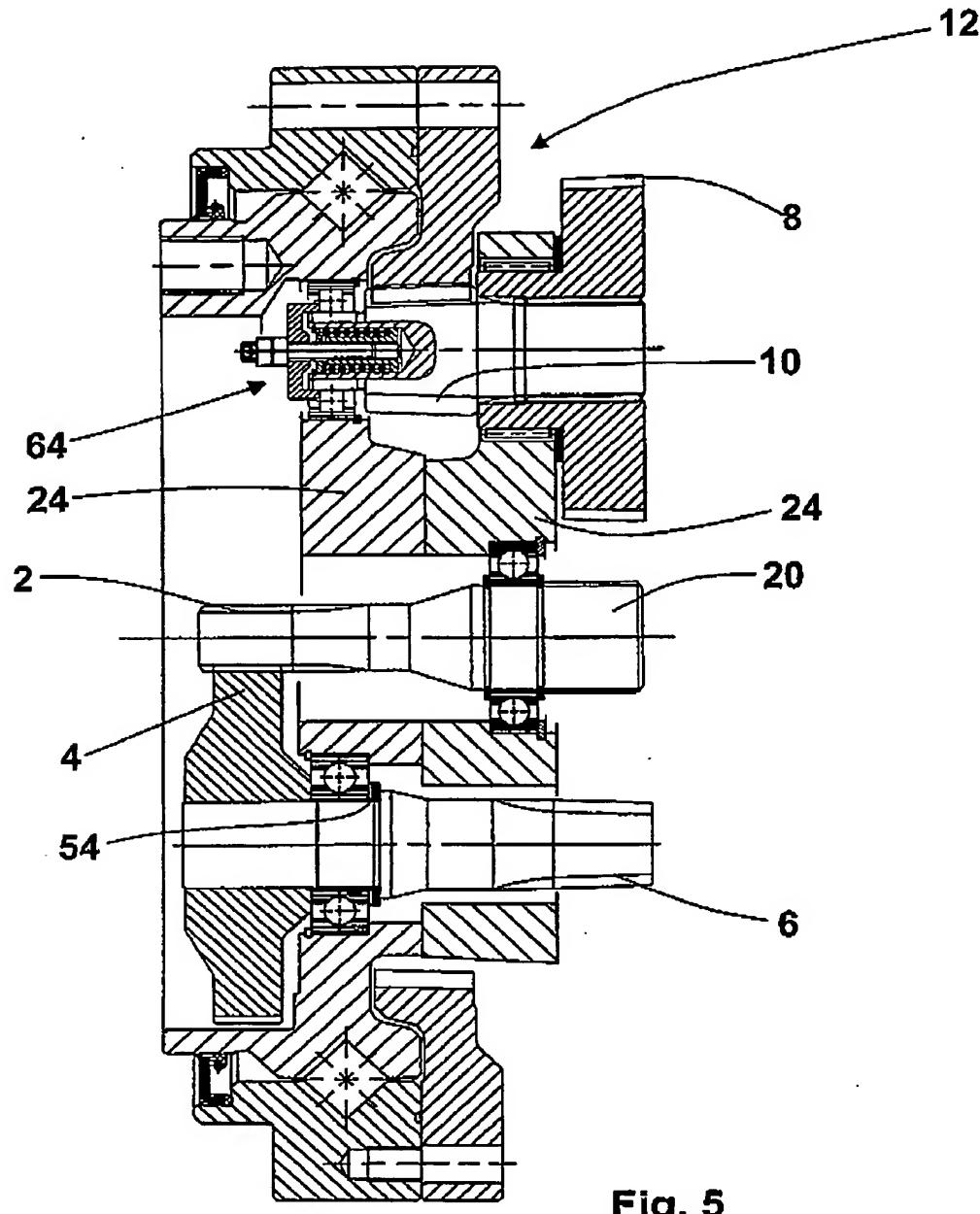


Fig. 5

ZEICHNUNGEN SEITE 6

Nummer:

DE 197 20 255 A1

Int. Cl. 6:

F 16 H 1/46

Offenlegungstag:

10. Dezember 1998

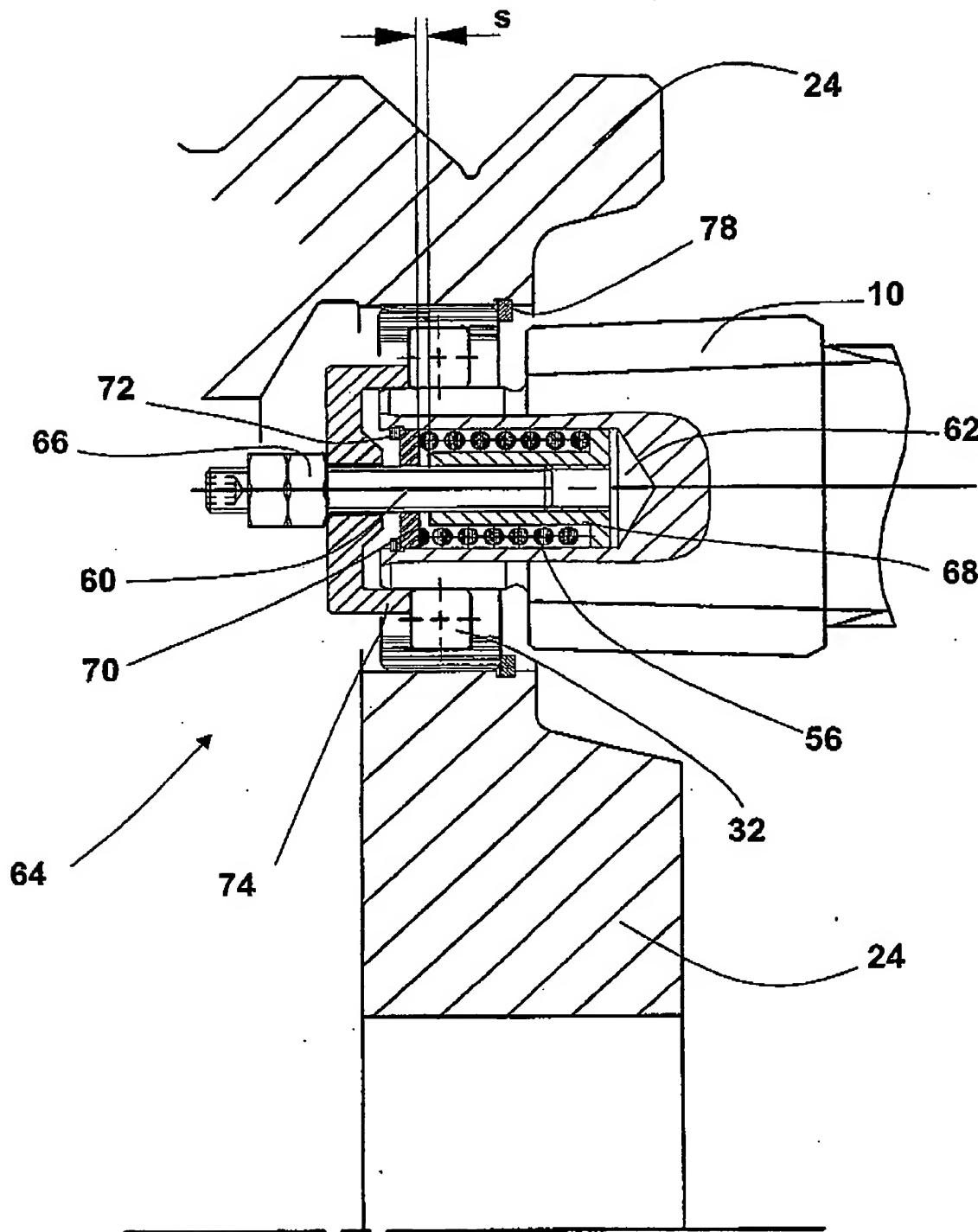


Fig. 6

ZEICHNUNGEN SEITE 7

Nummer: DE 197 20 255 A1  
Int. Cl. 6: F 16 H 1/46  
Offenlegungstag: 10. Dezember 1998

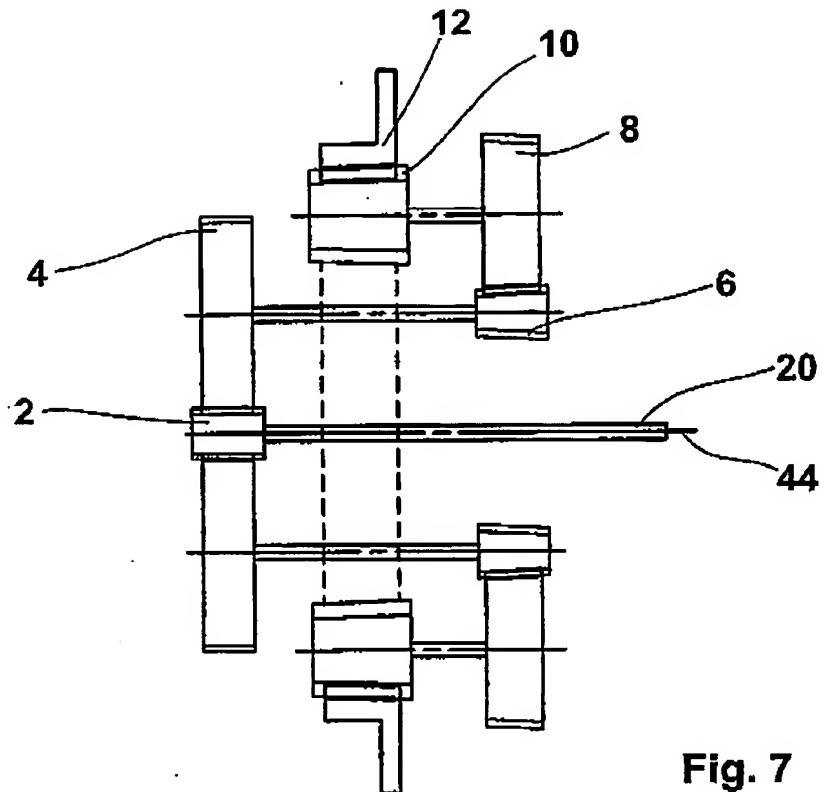


Fig. 7

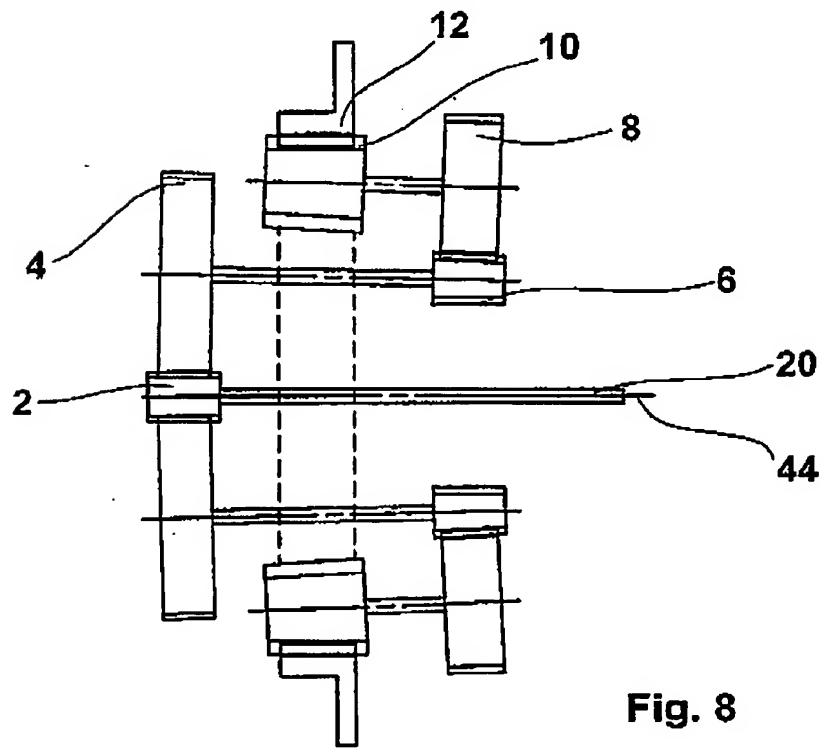


Fig. 8

ZEICHNUNGEN SEITE 8

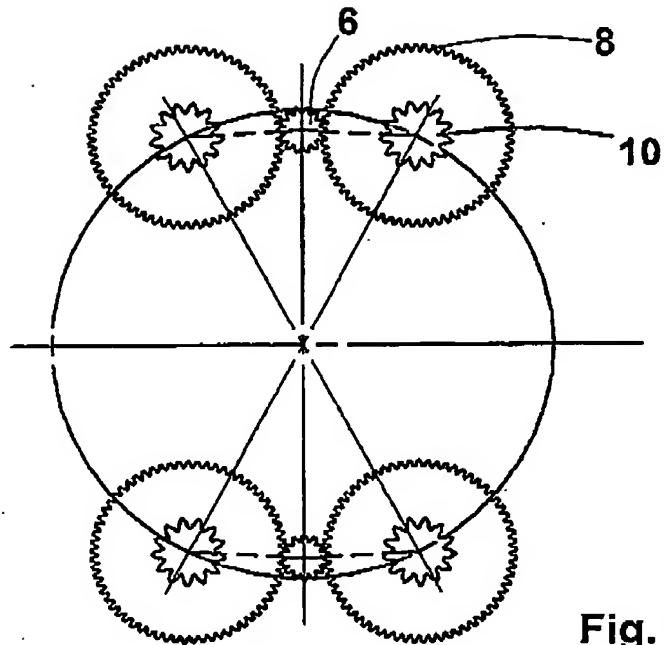
Nummer:  
Int. Cl. 6:  
Offenlegungstag:DE 197 20 255 A1  
F 16 H 1/48  
10. Dezember 1998

Fig. 9

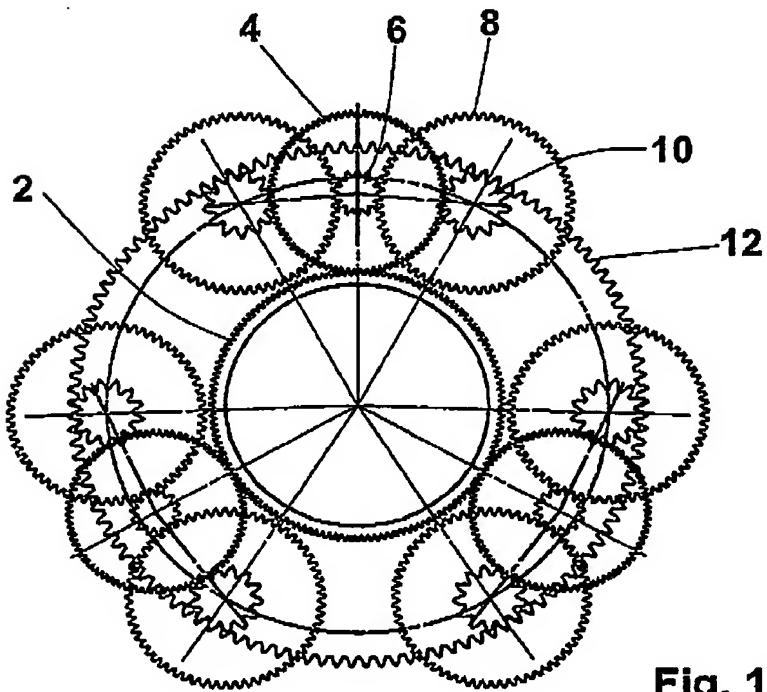


Fig. 10

ZEICHNUNGEN SEITE 9

Nummer:

Int. Cl. 6:

Offenlegungstag:

DE 197 20 255 A1

F 16 H 1/46

10. Dezember 1998

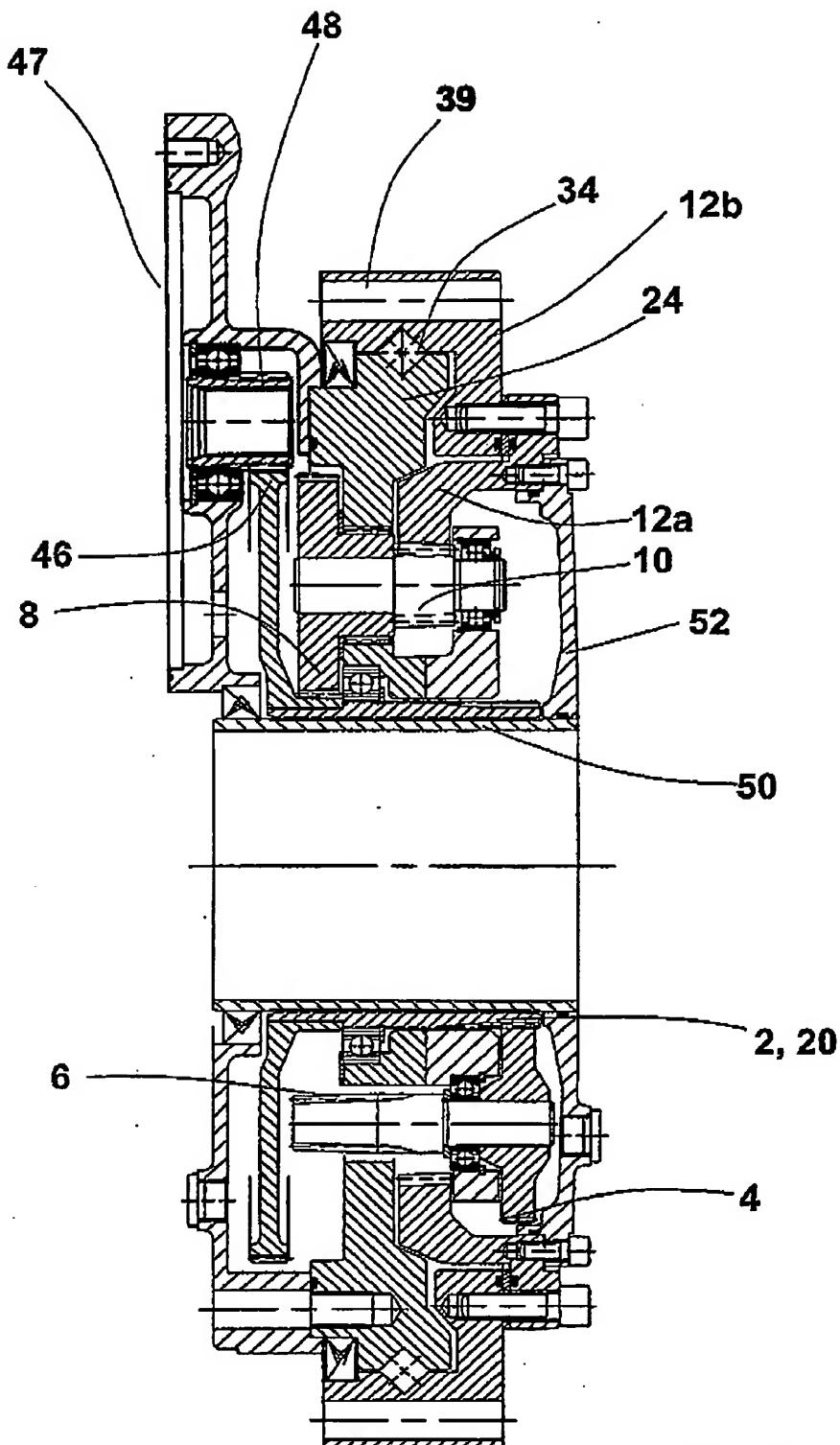


Fig. 11

802 050/12

## ZEICHNUNGEN SEITE 10

Nummer:

Int. Cl. 8:

Offenlegungstag:

DE 197 20 255 A1

F 16 H 1/46

10. Dezember 1998

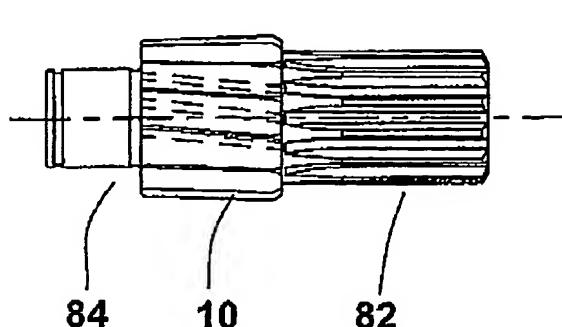


Fig. 12

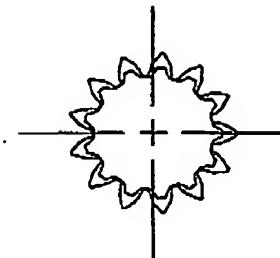


Fig. 13